

This Page Is Inserted by IFW Operations
and is not a part of the Official Record

BEST AVAILABLE IMAGES

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images may include (but are not limited to):

- BLACK BORDERS
- TEXT CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES
- FADED TEXT
- ILLEGIBLE TEXT
- SKEWED/SLANTED IMAGES
- COLORED PHOTOS
- BLACK OR VERY BLACK AND WHITE DARK PHOTOS
- GRAY SCALE DOCUMENTS

IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.

**As rescanning documents *will not* correct images,
please do not report the images to the
Image Problem Mailbox.**

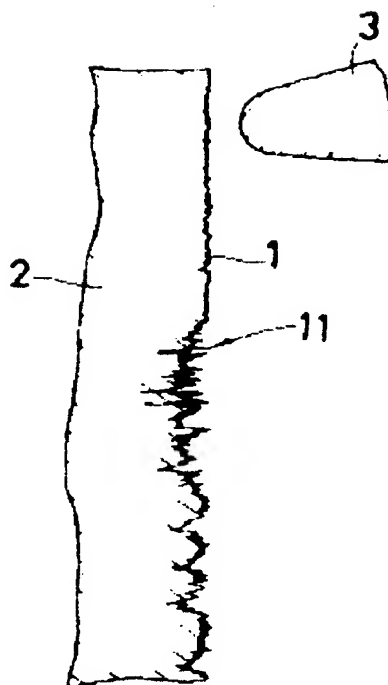
CYLINDER FOR ENGINE

Patent number: JP58098643
Publication date: 1983-06-11
Inventor: MATSUMOTO YASUO; others: 02
Applicant: NISSAN JIDOSHA KK
Classification:
- **International:** F02F1/20; F02F1/00
- **European:**
Application number: JP19810198166 19811209
Priority number(s):

Abstract of JP58098643

PURPOSE: To reduce the frictional force acted between a top ring and a cylinder, by enhancing the lubricating oil feeding effect between the top ring and the cylinder through employment of such an arrangement that the cylinder has a lower surface roughness at the region near the top dead point where the top ring of a piston is stopped than other regions of the cylinder.

CONSTITUTION: The surface roughness R_a of a cylinder 1 is finished to a value lower than 0.16a in the region extending from the position near the top dead point where a top ring 3 is stopped to the top deck and to 0.25a-0.63a in the region extending downward from the former region. With such an arrangement, the maximum height of the surface ruggedness of the cylinder 1 is made smaller than 0.6S in the region where the surface roughness is lower than 0.16a. Therefore, even if the gas pressure at the back of the top ring 3 is fairly high, the lubricating oil feeding effect between the top ring 3 and the cylinder 1 is enhanced, so that oil film having a sufficient thickness is formed between them. Thus, the frictional force acted therebetween can be reduced.



⑬ 日本国特許庁 (JP)

⑪ 特許出願公開

⑫ 公開特許公報 (A)

昭58—98643

⑤ Int. Cl.³
F 02 F 1/20
1/00

識別記号

庁内整理番号
7616—3G
7616—3G

⑬ 公開 昭和58年(1983)6月11日

発明の数 1
審査請求 未請求

(全 5 頁)

⑭ エンジンのシリンダ装置

① 特 願 昭56—198166
② 出 願 昭56(1981)12月9日
⑦ 発 明 者 松本泰郎
横須賀市夏島町1番地日産自動車株式会社追浜工場内
⑧ 発 明 者 片山薫

横須賀市夏島町1番地日産自動車株式会社追浜工場内
⑨ 発 明 者 原誠之助
横須賀市夏島町1番地日産自動車株式会社追浜工場内
⑩ 出 願 人 日産自動車株式会社
横浜市神奈川区宝町2番地
⑪ 代 理 人 弁理士 志賀富士弥

明 細 書

1. 発明の名称

エンジンのシリンダ装置

2. 特許請求の範囲

(1) シリンダの面粗度をピストンのトップリングが停止する上死点近傍において他部よりも小さくしたことを特徴とするエンジンのシリンダ装置。

(2) シリンダの面粗度 R_a をピストンのトップリングが停止する上死点近傍で 0.16μ 以下とし、他部を $0.25 \mu \sim 0.63 \mu$ とした特許請求の範囲第1項に記載のエンジンのシリンダ装置。

3. 発明の詳細な説明

本発明は単向などに用いられるエンジンのシリンダ装置に関する。

従来この種シリンダ装置として、例えば第1図に示すものがある。同図において、1はシリンダブロック2に形成されたシリンダで、このシリンダ1内に三本のリング溝にトップリング3、セカンドリング4、オイルリング5を装着したピストン6が摺動自在に収容されている。7はピストンピン、8はピストンピン7に一端を枢支したコンロッド、9はクランク軸、10はメインベアリングキャップである。なお、前記トップリング3の断面形状は先端が円弧状に形成されている。

ところで、かかるシリンダ1とピストンリングとしての例えばトップリング3との間の油膜厚さは、第2図に示すように変化することが知られている(「内燃機関工学」産業図書P233)。これによれば油膜厚さ h は潤滑油の粘性 η 、ピストン

速度 U 、トップリング3に加わる荷重 W によつて変化し、ピストン速度の大きい行程中間部で油膜厚さ h は最大となり、上下死点ではピストン6が一時停止してピストン速度 U が零となるため、油膜厚さ h が零に近づく。しかし、シリンダ1とトップリング3との間に介在する潤滑油を押し出すとき、油圧が生じるスクイズ作用によつて、油膜厚さ h が零にはならないとされていた。

しかしながら、かかる従来のシリンダ装置では、第3図に示すように、耐焼付性やオイル消耗量の観点から、シリンダ1の面粗度 R_a が 0.4μ 程度にホーニング加工されているため、スクイズ作用を生じる前に、トップリング3などのピストンリングとシリンダ1との固体接触を生じるとともに、上死点付近ではガス圧力が高く、特にトップリン

グ3のシリンダ1に対する摩擦力が大きくなるという問題がある。すなわち、上死点ではピストン6が停止してトップリング3とシリンダ1との間の油膜の形成力はなくなり、リング溝においてトップリング3背面にかかるガス圧力によつて、トップリング3がシリンダ1に押し付けられ、これらの間の潤滑油が押し出される(スクイズ作用)。そしてこのスクイズ作用による負荷容量すなわちガス圧力に抗する力は、隙間 h とすると、 $1/h^3$ に比例することが知られており(「軸受」岩波書店P91)、隙間 h が小さくなると急速に負荷容量が増大し大きなスクイズ効果が得られる。一方、シリンダ1およびトップリング3の面粗度が小さい場合、油膜厚さがスクイズ効果を加味して予め計算されている(1976年発行「内燃機関工学」

産業図書P233)。これによれば油膜厚が1ミクロン以下になることがある。

一方、面粗度が 0.4μ 程度では、いわゆる粗さの最大高さ R_{max} が 1.6μ に相当するため、スクイズ効果が得られず、結局前記のようにシリンダ1とトップリング3が固体接触して境界潤滑状態となり、油膜が存在するときよりも摩擦力が増大してしまうという問題があつた。

本発明はかかる従来の問題点に着目して成されたもので、ピストン速度が零になる上死点でトップリングが停止する位置付近のシリンダ表面を平滑にすることによつて、トップリングとシリンダとの間のスクイズ作用を促進して、これら相互の摩擦力の低減を図つたエンジンのシリンダ装置を提供するものである。

以下に、本発明のシリンダ装置の実施例を図面について説明する。

第4図はその一実施例を示し、シリンダ1の面粗度 R_a はトップリング3が停止する上死点近傍よりトップデツキまで 0.16μ 以下、その下方がロアデツキまで $0.25\sim 0.63\mu$ に仕上げられている。

これによつて面粗度が 0.16 以下の部分では、シリンダ1表面の凹凸の最大高さ R_{max} は 0.6μ 以下となるため、トップリング3の背面のガス圧力が高くても、スクイズ効果によつてトップリング3とシリンダ1とは固体接触することなく、十分な油膜が介在され、摩擦力を従来に比較して大きく低減できる。

一方、前記上死点近傍以外のシリンダ1表面は

速度 v 、トップリング3に加わる荷重 W によつて変化し、ピストン速度の大きい行程中間部で油膜厚さ h は最大となり、上下死点ではピストン6が一時停止してピストン速度 v が零となるため、油膜厚さ h が零に近づく。しかし、シリンダ1とトップリング3との間に介在する潤滑油を押し出すとき、油圧が生じるスクイズ作用によつて、油膜厚さ h が零にはならないとされていた。

しかしながら、かかる従来のシリンダ装置では、第3図に示すように、耐焼付性やオイル消耗量の観点から、シリンダ1の面粗度 R_a が 0.4μ 程度にホーニング加工されているため、スクイズ作用を生じる前に、トップリング3などのピストンリングとシリンダ1との固体接触を生じるとともに、上死点付近ではガス圧力が高く、特にトップリン

産英図書P233)。これによれば油膜厚が1ミクロン以下になることがある。

一方、面粗度が 0.4μ 程度では、いわゆる粗さの最大高さ R_{max} が 1.6μ に相当するため、スクイズ効果が得られず、結局前記のようにシリンダ1とトップリング3が固体接触して境界潤滑状態となり、油膜が存在するときよりも摩擦力が増大してしまうという問題があつた。

本発明はかかる従来の問題点に着目して成されたもので、ピストン速度が零になる上死点でトップリングが停止する位置付近のシリンダ表面を平滑にすることによつて、トップリングとシリンダとの間のスクイズ作用を促進して、これら相互の摩擦力の低減を図つたエンジンのシリンダ装置を提供するものである。

グ3のシリンダ1に対する摩擦力が大きくなるという問題がある。すなわち、上死点ではピストン6が停止してトップリング3とシリンダ1との間の油膜の形成力はなくなり、リング溝においてトップリング3背面にかかるガス圧力によつて、トップリング3がシリンダ1に押し付けられ、これらの間の潤滑油が押し出される(スクイズ作用)。そしてこのスクイズ作用による負荷容量すなわちガス圧力に抗する力は、隙間 h とすると、 $1/h^3$ に比例することが知られており(「軸受」岩波書店P91)、隙間 h が小さくなると急速に負荷容量が増大し大きなスクイズ効果が得られる。一方、シリンダ1およびトップリング3の面粗度が小さい場合、油膜厚さがスクイズ効果を加味して予め計算されている(1976年発行「内燃機関工学」

以下に、本発明のシリンダ装置の実施例を図面について説明する。

第4図はその一実施例を示し、シリンダ1の面粗度 R_a はトップリング3が停止する上死点近傍よりトップデツキまで 0.16μ 以下、その下方がロアデツキまで $0.25\sim 0.63\mu$ に仕上げられている。

これによつて面粗度が 0.16 以下の部分では、シリンダ1表面の凹凸の最大高さ R_{max} は 0.6μ 以下となるため、トップリング3の背面のガス圧力が高くても、スクイズ効果によつてトップリング3とシリンダ1とは固体接触することなく、十分な油膜が介在され、摩擦力を従来に比較して大きく低減できる。

一方、前記上死点近傍以外のシリンダ1表面は

これまで通り面粗度が0.4程度に仕上げられているので、潤滑油の保持力を高めて潤滑油の消費、焼付きを抑えることができる。

ところで、実際の油膜厚さ h の最小値は上死点ではなく、スクイズ作用の動的効果およびガス圧力によつてクランク角で、上死点後 $15^{\circ} \sim 20^{\circ}$ 位となることが知られている(「内燃機関工学」産業図書P233)。

これはピストン6の行程の2~3 ϕ ピストン6が下がつた位置に相当する(進かん比 $\lambda = L/r \approx 3$ のとき)。このためシリンダ1の面粗度が変わる境界点11はトップリング3の厚みを考慮して、トップリング3の上死点位置よりもさらにピストン全ストロークの3~5 ϕ 程度下がつた位置にするといふ。なお、このシリンダ形状はライナ方式の

粗面度は任意に満足できるため、シリンダ1の加工が容易となる。

第7図はまた他の実施例である。これはシリンダ1の内面の材質を変え、同一ホーニング砥石によつて加工することにより、シリンダ1の表面の粗さを位置によつて異らしめうる。例えば、高い素アルミニウムのシリンダブロック2のシリンダ1において、前記トップリング3が停止する位置11 α 付近と、これより下のピストン全ストロークの3~5 ϕ 下がつた位置11 β 付近との間に鋼鉄リング13を嵌込み、機械加工後、ホーニング砥石によつてアルミニウム面が面粗度0.25 μ ~0.63 μ になるようにホーニング加工したもので、鋼鉄がアルミニウムよりも硬いので、鋼鉄リング13の面粗度はアルミニウムよりも細かく仕上がる。こ

シリンダブロックに適用しても同様の効果が得られる。

第5図は他の実施例を示す。これはシリンダ1の平滑部分(面粗度が0.16 μ 以下の部分)をトップリング3が停止する位置11 α 付近とピストン全ストロークの3~5 ϕ 下がつた位置11 β 付近との間となし、その他の部分は面粗度0.25~0.63程度としたものである。これによれば、シリンダ上部の前記位置付近11 α より上部1 μ での潤滑油の保持力が向上し、シリンダ上部1 μ とピストン6のトップランド12の耐焼付き性を向上できる。

第6図はさらに他の実施例で、シリンダ上部1 μ とピストン6のトップランド12の焼付きを防止するため、シリンダ上部1 μ は大径となるように僅か過径を設けたもので、シリンダ上部1 μ の

の場合において、アルミニウムのシリンダ1と鋼鉄リング13との境界の材質硬度の違いによる段差摩耗を防止するため、これらの境界をのこぎり歯状14に入り組ませてある。また、シリンダブロック2を鋼鉄とした場合にはリング13としてセラミックを使うことができる。なお、平滑にホーニング仕上げする部分のみに、シリコンカーバイドなどの耐摩耗粉を押し付けておいて、ホーニング加工すれば平滑度が迅速かつ高精度に得られる。

以上詳細に示したように、本発明によれば、シリンダの面粗度をピストンのトップリングが停止する上死点近傍において他部より細かくしたことにより、トップリングとシリンダとの間に潤滑油の十分なスクイズ作用を生ぜしめ、潤滑油膜を十分に保持させうるので、これらの間の摩擦力を低

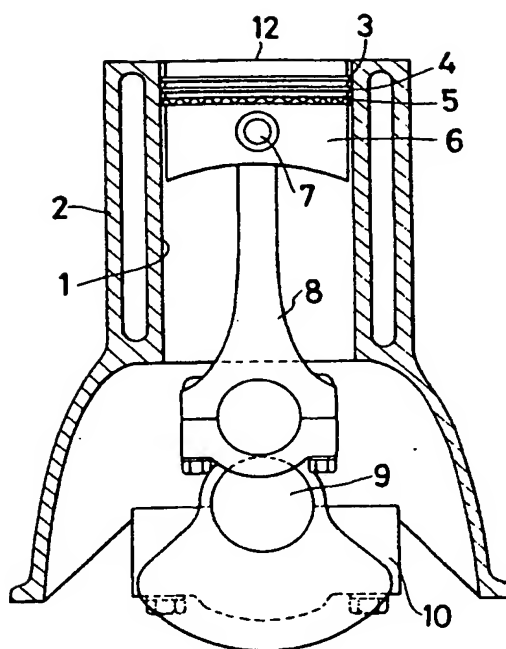
族でき、エンジンの機械効率を向上させて、エンジン出力、燃費の向上を図ることができる。

4. 図面の簡単な説明

第1図は従来のシリンダ装置の断面図、第2図は同じくそのシリンダとピストンリングとの間の油膜厚さの説明図、第3図は同じくシリンダ装置要部の拡大断面図、第4図は本発明のシリンダ装置要部の拡大断面図、第5図、第6図および第7図は同じく他の実施例の要部を示す拡大断面図である。

1…シリンダ、3…ピストンリング(トップリング)、3…ピストン。

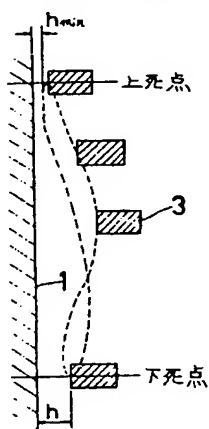
第 1 図



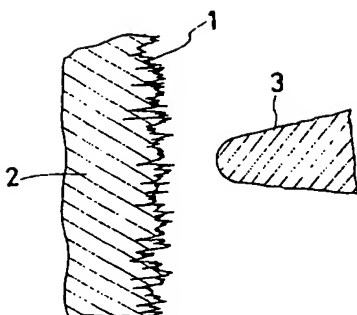
代理人 志賀富士弥



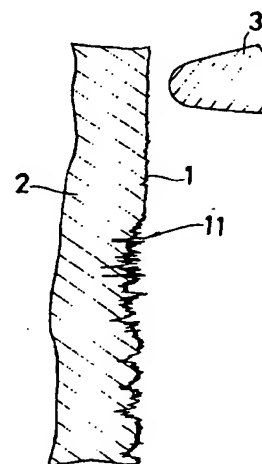
第 2 図



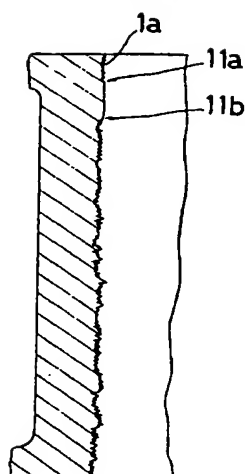
第 3 図



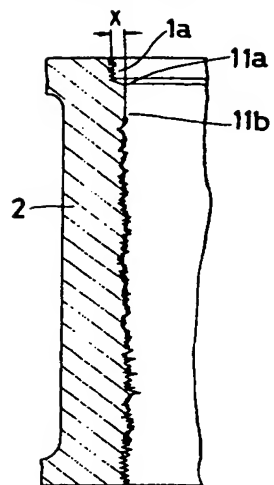
第 4 図



第 5 図



第 6 図



第 7 図

